

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) EP 0 907 213 A1

(12) DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(43) Date de publication:
07.04.1999 Bulletin 1999/14

(51) Int Cl.⁶: H01L 41/09

(21) Numéro de dépôt: 98402182.4

(22) Date de dépôt: 03.09.1998

(84) Etats contractants désignés:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE
Etats d'extension désignés:
AL LT LV MK RO SI

(72) Inventeur: Audren, Jean Thierry
78470 Saint Remy les Chevreuse (FR)

(74) Mandataire: Schrimpf, Robert
Cabinet Regimbeau
26, Avenue Kléber
75116 Paris (FR)

(30) Priorité: 03.09.1997 FR 9710948

(71) Demandeur: SFIM INDUSTRIES
91300 Massy (FR)

(54) Perfectionnements aux moteurs à vibrations

(57) Moteur à vibrations, caractérisé en ce qu'il comporte dans une carcasse au moins deux paires de plateaux statoriques (14, 15) qui comprennent des éléments actifs de déformation tangentielle, ainsi que deux disques de rotor (10, 11) qui s'étendent respectivement

entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires (14, 15), des éléments actifs (18) pour la génération d'un effort normal s'étendant entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires qui sont en regard, des moyens (19) formant ressort étant interposés entre lesdites paires de plateaux et la carcasse (12).

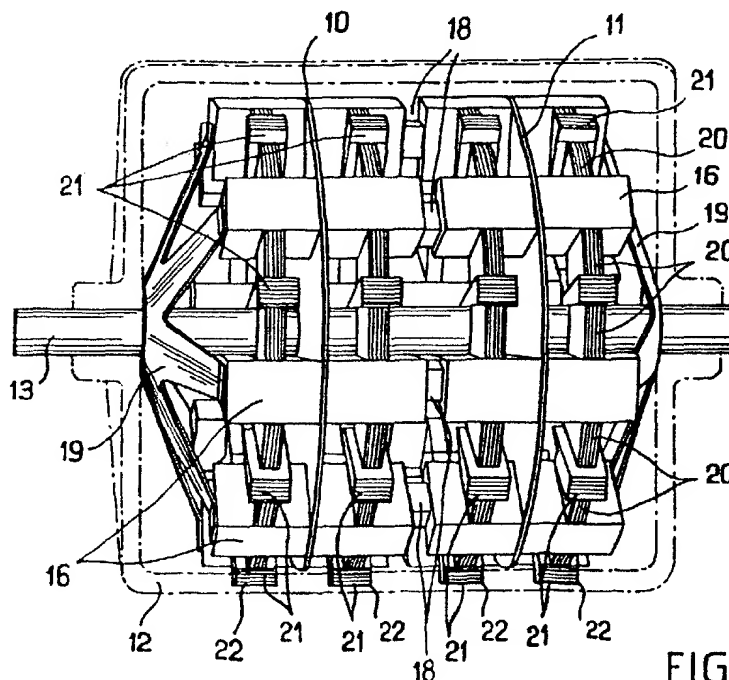


FIG. 6

EP 0 907 213 A1

Description

[0001] La présente invention est relative aux moteurs à vibrations.

[0002] Les moteurs à vibrations sont également connus sous le nom de moteurs ultrasonores pour faire référence à leur fréquence préférée d'utilisation ou de moteurs piézoactifs pour faire référence à leur matériau d'excitation préféré.

[0003] Le principe d'un exemple possible pour un moteur à vibrations a été schématiquement illustré sur les figures 1 et 2.

[0004] Le moteur illustré sur ces figures comporte un disque de rotor 1 monté rotatif sur un bâti 2 autour d'un axe 3.

[0005] Il comporte également un stator 4 qui entraîne le rotor 1 en mouvement par une combinaison d'une déformation cyclique tangentielle de sa surface de contact avec le rotor et d'une force synchrone perpendiculaire.

[0006] Dans l'exemple illustré sur les figures 1 et 2, le stator comporte deux plateaux 4a, 4b disposés de part et d'autre du disque de rotor 1. Chacun de ces deux plateaux 4a, 4b est constitué d'une pluralité de secteurs de contact 5 régulièrement répartis, entre lesquels sont intercalés des éléments actifs 6, qui écartent ou rapprochent de façon cyclique lesdits secteurs de contact 5. Ces éléments actifs 6 sont par exemple de type piézo-électrique, magnétostrictif ou électrostrictif.

[0007] Les secteurs de contact 5 des deux plateaux 4a, 4b sont exactement superposés. Les secteurs de contact 5 des deux plateaux 4a, 4b qui sont en regard sont reliés par des éléments actifs 7 interposés entre lesdits plateaux. Ces éléments actifs 7 se déforment de façon cyclique pour que lesdits secteurs de contact 5 viennent successivement pincer, puis relâcher le disque du rotor 1.

[0008] La combinaison de la déformation tangentielle créée par les éléments actifs 6 et de la force normale créée par les éléments actifs 7 engendre par frottement une force moyenne non nulle permettant l'entraînement du rotor selon un mouvement de rotation continu.

[0009] Les moteurs à vibrations présentent de nombreux avantages.

[0010] Notamment, ils présentent des caractéristiques de couple élevé pour des vitesses de rotation faibles. Il en résulte que pour de nombreuses applications, ils ne nécessitent pas ou peu de réducteur, contrairement aux moteurs électriques traditionnels.

[0011] Egalement, les moteurs à vibrations présentent souvent des densités massiques de puissance bien meilleures que celles des motoréducteurs classiques (environ un rapport 3).

[0012] Toutefois, les puissances mécaniques que les moteurs à vibrations sont susceptibles de délivrer sont encore limitées à quelques dizaines de watts.

[0013] Un but de l'invention est de proposer une structure de moteur à vibrations capable de produire une puissance nettement plus élevée que celle produite par

les moteurs à vibrations actuels et ce en conservant les avantages de légèreté des moteurs à vibrations, même pour des puissances élevées, sans pour autant augmenter de façon trop importante leur volume.

[0014] A cet effet, l'invention propose un moteur à vibrations, caractérisé en ce qu'il comporte dans une carcasse au moins deux paires de plateaux statoriques qui comprennent des éléments actifs de déformation tangentielle, ainsi que deux disques de rotor qui s'étendent respectivement entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires, des éléments actifs pour la génération d'un effort normal s'étendant entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires qui sont en regard, des moyens formant ressort étant interposés entre lesdites paires de plateaux et la carcasse.

[0015] Avec une telle configuration de moteurs, les surfaces de contact des plateaux statoriques sur les disques de rotor sont maximales et le couplage mécanique est optimal.

[0016] Une telle structure présente en outre l'avantage de minimiser les phénomènes d'usures.

[0017] D'autres caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront encore de la description qui suit qui est purement illustrative et non limitative et doit être lue en regard des dessins annexés sur lesquels :

- la figure 1 est une représentation schématique de principe en vue de dessus partielle d'un moteur à vibration ;
- la figure 2 est une représentation schématique en coupe axiale partielle du moteur de la figure 1 ;
- la figure 3 est une représentation schématique en coupe axiale d'un moteur à vibration conforme à un mode de réalisation possible de l'invention ;
- la figure 4 illustre la cinématique des différents éléments du moteur de la figure 3 ;
- la figure 5 est une représentation en perspective d'un plateau statorique conforme à un mode de réalisation préféré de l'invention ;
- la figure 6 est une représentation en perspective éclatée d'un moteur conforme à un mode de réalisation possible de l'invention.

[0018] Le moteur à vibrations illustré sur les figures 3 et 4 comporte deux disques de rotor 10, 11 et deux paires 14, 15 de plateaux statoriques coopérant respectivement avec lesdits disques 10, 11.

[0019] Les deux disques de rotor 10, 11 sont des disques flexibles, solidaires d'un même arbre 13 par lequel ils sont montés rotatifs par rapport à une carcasse 12.

[0020] Le rotor 10 s'étend entre les deux plateaux statoriques - référencés par 14a, 14b - de la paire 14 ; le rotor 11 s'étend quant à lui entre les deux plateaux statoriques - référencés par 15a, 15b - de la paire 15.

[0021] Les deux plateaux 14a, 15a sont les deux plateaux statoriques des deux paires 14, 15 qui sont en regard et sont appelés par la suite plateaux intérieurs, les deux plateaux 14b, 15b étant quant à eux appelés

plateaux extérieurs.

[0022] Chaque plateau statorique 14a, 14b, 15a et 15b est constitué d'une pluralité de secteurs de contact 16 qui sont répartis annulairement et qui sont séparés deux à deux par des éléments actifs de déformation tangentielle 17.

[0023] Ces secteurs de contact 16 sont métalliques. Ils présentent avantageusement, ainsi que cela a été proposé par la demanderesse dans sa demande de brevet français déposée sous le numéro 95-14.169, au moins une zone en un alliage à mémoire de forme à proximité de leur surface de contact.

[0024] Les secteurs de contact 16 des deux plateaux intérieurs 14a, 15a sont au droit les uns des autres. Des éléments actifs 18 pour la génération d'une force normale sont interposés entre les secteurs 16 de ces deux plateaux intérieurs 14a, 15a.

[0025] Des moyens 19 formant ressort sont interposés entre la carcasse 12 et les secteurs de contact 16 des plateaux extérieurs 14b, 15b.

[0026] Lorsqu'un élément actif 18 s'allonge, les secteurs de contact 16 au droit desquelles il est disposé viennent pincer les disques de rotor 10, 11. Lorsqu'il se rétracte, les secteurs de contact 16 qui lui correspondent relâchent les disques 10, 11.

[0027] Les moyens 19 sont d'une raideur faible, mais avec une elongation suffisante pour assurer le maintien en pression des secteurs de contact 16 sur les disques de rotor, lorsqu'ils sont comprimés par l'allongement des éléments actifs 18.

[0028] Les éléments actifs 17 et/ou les éléments actifs 18 présentent avantageusement des structures multi-couches intégrant en parallèle ou en série des couches en céramique de type piézo-électrique, magnétostrictif ou électrostrictif et des couches métalliques. Une telle structure multi-couches présente l'avantage de permettre l'utilisation de tensions faibles.

[0029] Deux éléments actifs 17 de part et d'autre d'un même secteur 16 sont excités en opposition de phase. De même, deux éléments actifs 18 voisins sont également excités en opposition de phase.

[0030] Les éléments actifs 18 pour la génération d'un effort normal sont par exemple commandés avec une même fréquence d'excitation que les éléments actifs 17 de déformation tangentielle.

[0031] Les disques 10 et 11 et les paires de plateaux statoriques 14, 15 vont par conséquent osciller en se déformant de la façon qui est illustrée sur la figure 4.

[0032] Les moyens 19 formant ressort permettent de maintenir les plateaux statoriques 14a, 15a, 14b, 15b en pression sur les disques de rotor 10 et 11 et permettent de récupérer les jeux et les variations de côtes.

[0033] Ainsi, avec une configuration du type de celle qui vient d'être décrite, l'effet de pince est créé par inertie des deux paires de plateaux statoriques 14, 15.

[0034] En outre, cette configuration présente l'avantage d'être tolérante à l'usure du rotor et du stator, ainsi qu'à certains défauts de construction.

[0035] Une configuration de plateau statorique préférée a été illustrée sur les figures 5 et 6.

[0036] Dans cette configuration, les éléments actifs 17 de déformation tangentielle entre deux secteurs de contact 16 successifs sont constitués chacun de deux céramiques parallélépipédiques 20 entre lesquelles est interposé un coin 21 de forme triangulaire en un matériau métallique.

[0037] On notera que la forme parallélépipédique des céramiques 20 permet de minimiser leur coût.

[0038] Les dimensions du coin 21 sont optimisées de telle manière que le mouvement vibratoire des secteurs de contact 16 soit sensiblement circulaire avec comme centre l'axe du rotor.

[0039] Par ailleurs, ainsi que le montre la figure 6, les coins 21 sont également utilisés pour l'attache des plateaux statoriques par rapport à la carcasse 12 du moteur. Ils constituent en effet des points de mouvement nul qui, s'ils sont utilisés comme points d'attache, permettent de ne pas transmettre les vibrations du moteur à la carcasse.

[0040] A cet effet, les coins 21 s'étendent en partie en saillie par rapport aux contours extérieurs des plateaux statoriques 14a, 14b et 15a, 15b. Les portions en saillie des coins 21 coopèrent avec des renforcements 22 de forme complémentaire que présente la face intérieure de la carcasse 12 et dans lesquels lesdites portions sont reçues.

[0041] Dans l'exemple illustré sur la figure 6, les moyens 19 formant ressort sont des rondelles à pattes élastiques dont les parties centrales sont en appui sur le fond de la carcasse 12, tandis que les extrémités de leurs pattes sont en appui sur les secteurs 16 des plateaux statoriques 14b, 15b extérieurs.

[0042] A titre d'exemple, un dimensionnement possible peut être le suivant pour les plateaux statoriques.

[0043] Le rayon intérieur est de 50 mm, tandis que le rayon extérieur défini par les secteurs 16 et les céramiques parallélépipédiques 20 est de 75 mm.

[0044] Le nombre de secteurs 16 est de huit.

[0045] Les céramiques 18 et 20 sont en PZT.

[0046] Les céramiques 20 présentent une épaisseur au repos de 5,8 mm, une largeur radiale de 25 mm et une largeur circonférentielle de 15,6 mm.

[0047] Les secteurs 16 présentent une épaisseur de 28 mm.

[0048] Le rayon extérieur des coins 21 est par exemple de 76 mm, leur épaisseur étant de 6 mm.

[0049] L'amplitude du débattement tangentiel des éléments 17 est de 13 μ m.

[0050] Les éléments 18 présentent une épaisseur (dans la hauteur du moteur) de 6,6 mm, pour une section de 10*10 mm². L'amplitude de débattement des éléments 18 est de 4,6 μ m.

[0051] La fréquence de fonctionnement d'un tel moteur est de 20 kHz, pour une vitesse de rotation à vide de 17 rd/s et une vitesse de rotation en charge de 9,3 rd/s.

[0052] La pression tangentielle exercée par les céramiques 20 sur les secteurs 16 est de 1,5 MPa ; la pression normale exercée par les éléments 18 est de 7,6 MPa.

[0053] On notera qu'une telle configuration ne nécessite pas pour les disques de rotor 10, 11 une épaisseur importante. Par exemple, les disques 10 et 11 sont en acier et présentent une épaisseur de 1 mm.

[0054] La puissance en sortie de ce moteur est de 4 kW, sa masse totale étant de 5 kg.

[0055] La structure proposée par l'invention trouve de nombreuses applications. Notamment, elle est avantageusement utilisée pour la mise en mouvement d'une surface aérodynamique de pilotage d'un aéronef.

[0056] D'autres variantes de réalisation que celle qui vient d'être décrite peuvent bien entendu être envisagées. En particulier, étant donné que les forces de résonance normale ne travaillent pas, il n'est pas nécessaire que le couplage du mode normal soit très important. Les éléments 18 qui constituent la structure résonnante normale peuvent par conséquent être configurés et dimensionnés en fonction de nombreuses considérations : minimisation des pertes, accord des fréquences de résonance normale et tangentielle, résistance à la température, etc.

[0057] Dans ce qui suit, on s'intéresse à la précontrainte du matériau piézo-électrique.

[0058] La valeur minimale nécessaire de la précontrainte σp du matériau piézo-électrique pour qu'il n'y ait pas de contrainte de traction est :

$$E \frac{2x_n}{l}$$

l = Longueur du matériau

E = Module d'Young

x_n = Amplitude d'oscillation normale de chacun des pétales métalliques 6. On doit également avoir :

$$\sigma p + E \frac{2x_n}{l} \leq \sigma_{\max}$$

σ_{\max} = contrainte maximale en compression.

[0059] D'autre part la fréquence F de résonance normale d'un élément actif 18 définit la raideur K dudit élément actif 18 tel que :

$$K = (2\pi F)^2 \frac{M}{2}$$

où M est la masse de chaque côté d'un élément piézo-électrique 18, incluant celle des pétales métalliques 16 et des portions des disques 10 et 11 qui se trouvent au droit de cet élément 18.

[0060] De plus, ΔU la valeur maximale de la partie os-

cillante de la force d'appui rotor/stator est :

$$\Delta U = \frac{M}{2} (2\pi F)^2 x_n$$

[0061] Pour que le rotor et le stator restent constamment en appui, les ressorts de précontrainte doivent produire une force statique U_0 supérieure ou égale à ΔU . D'autre part, il n'est pas intéressant que cette force soit nettement supérieure à ΔU car elle provoque une chute du rendement du moteur. Il est donc souhaitable que U_0 soit pratiquement égale à ΔU .

[0062] Si l'on désire pour simplifier la construction mécanique, que cette force U_0 assure également la précontrainte de la céramique, on doit avoir

$$\frac{U_0}{S} = \sigma p$$

ce qui, tout calcul fait donne :

$$\sigma p = E \frac{x_n}{l}$$

[0063] On voit donc qu'il n'est pas possible de satisfaire la première relation

$$\sigma p \geq E \frac{2x_n}{l}$$

[0064] Pour résoudre ce problème, une première solution consisterait à réaliser l'élément de raideur K à l'aide de deux matériaux en parallèle, l'un piézo-électrique, l'autre métallique. Le métal peut, de par des capacités de tenue en traction, assurer la partie de précontrainte manquante. Bien que cette solution soit réalisable, elle présente des inconvénients de fabrication pour deux raisons principales :

- pour assurer la précontrainte le métal doit être ancré solidement dans les masses ou former une petite boîte encapsulant le matériau piézo-électrique ; cette petite boîte doit être fermée en précontrainte et limite sévèrement l'accès au matériau piézo-électrique nécessaire au câblage ;
- il n'est pas aisé de maintenir la précontrainte constante en fonction de la température sauf en concevant la partie métallique nettement plus souple que la partie piézo-électrique en l'entourant ou en lui donnant une forme ondulée.

[0065] La solution proposée dans l'invention tire partie de la souplesse d'interface rotor-stator.

[0066] La demande de brevet 9514169 explique l'intérêt de cette souplesse pour améliorer le rendement

de conversion des vibrations en mouvement continu à l'aide de champ de pions métalliques. Il existe une latitude de choix de la raideur normale k de cette structure d'interface.

[0067] Selon un aspect de la présente invention, il est proposé de choisir cette raideur d'interface de façon à résoudre le problème de la précontrainte du matériau piézo-électrique.

[0068] On remarque d'abord que l'oscillateur mécanique décrit en référence aux figures 3 à 6 peut être actionné selon deux modes de vibrations normales différents.

[0069] Dans le premier mode, les pétales métalliques 16 de part et d'autre du disque 10 (respectivement 11) sont excités en phase entre eux et en opposition de phase par rapport aux pétales de part et d'autre de l'autre disque du rotor, c'est-à-dire du disque 11 (respectivement 10).

[0070] Ce mode d'excitation correspond à celui qui était décrit dans la demande FR 97 10948 et à une fréquence de résonance de

$$F_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K}{M} + \frac{2k}{M} - \sqrt{\frac{4K^2}{M^2} + \frac{4k^2}{M^2}}}$$

[0071] Toutefois, un second mode d'excitation est envisageable : dans ce second mode, les masses de part et d'autre d'un même disque 1a, 1b du rotor sont excitées en opposition de phase, tandis que les masses de part d'autre d'un élément actif sont également en opposition de phase.

[0072] La fréquence de ce deuxième mode est :

$$F_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K}{M} + \frac{2k}{M} - \sqrt{\frac{4K^2}{M^2} + \frac{4k^2}{M^2}}}$$

[0073] Ces deux fréquences encadrent la fréquence

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K}{M}} = F$$

définie précédemment et qui peut être retrouvée dans le formule de F_1 en faisant tendre k vers l'infini.

[0074] on voit que pour une valeur F_0 donnée de fréquence de résonance, les termes complémentaires sous le radical permettent, en travaillant avec le deuxième mode propre des vibrations, de choisir une valeur de K plus faible pour la même valeur de F_0 . Il devient alors possible de choisir, dans $K = \frac{ES}{L}$, S plus petit ou plus grand et de satisfaire à l'exigence de la précontrainte dans le matériau piézo-électrique.

Revendications

1. Moteur à vibrations, caractérisé en ce qu'il comporte dans une carcasse au moins deux paires de plateaux statoriques (14, 15) qui comprennent des éléments actifs de déformation tangentielle, ainsi que deux disques de rotor (10, 11) qui s'étendent respectivement entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires (14, 15), des éléments actifs (18) pour la génération d'un effort normal s'étendant entre les plateaux de l'une et l'autre des deux paires qui sont en regard, des moyens (19) formant ressort étant interposés entre lesdites paires de plateaux et la carcasse (12).
2. Moteur à vibrations selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'un plateau statorique (14a, 14b ; 15a, 15b) est un anneau qui comprend une pluralité de secteurs de contact métalliques (16) qui sont répartis annulairement et qui sont séparés deux à deux par des éléments actifs (17) de déformation tangentielle.
3. Moteur à vibrations selon la revendication 2, caractérisé en ce que les éléments actifs (18) pour la génération d'un effort normal s'étendent entre les secteurs de contact (16) des plateaux de l'une et l'autre des deux paires qui sont en regard.
4. Moteur à vibrations selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que Les éléments actifs de déformation tangentielle (17) et/ou les éléments actifs pour la génération d'un effort normal (18) comportent une ou plusieurs couches en céramique de type piézo-électrique, magnétostrictif ou électrostrictif en parallèle ou en série avec une ou plusieurs couches métalliques.
5. Moteur à vibrations selon les revendications 3 et 4 prises en combinaison, caractérisé en ce qu'un élément actif de déformation tangentielle (17) interposé entre deux secteurs de contact (16) comporte deux éléments en céramique (20) de forme parallélépipédique entre lesquels est interposé un coin métallique (21).
6. Moteur à vibrations selon la revendication 5, caractérisé en ce que les coins métalliques (21) coopèrent avec la carcasse (12) pour la fixation des plateaux statoriques sur ladite carcasse (12).
7. Moteur à vibrations selon la revendication 6, caractérisé en ce que les coins métalliques (21) présentent des portions en saillie par rapport au contour annulaire extérieur principal des plateaux statoriques et coopèrent avec des renforcements (22) de forme complémentaire que la face intérieure de la carcasse présente et dans lesquels lesdites por-

tions sont reçues.

8. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les moyens (19) formant ressort sont des rondelles à pattes élastiques interposées entre le fond de la carcasse et les plateaux statoriques (14b, 15b). 5
9. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les éléments actifs pour la 10
génération d'un effort normal sont excités de façon que les masses de part et d'autre d'un même disque de rotor sont en opposition de phase et les masses de part et d'autre de l'élément actif sont également 15
en opposition de phase, les éléments actifs étant dimensionnés de façon à vérifier les conditions de précontrainte.
10. Moteur pour la mise en mouvement d'une surface 20
aérodynamique de pilotage d'un aéronef, caractérisé en ce qu'il est constitué par un moteur à vibrations selon l'une des revendications précédentes.

25

30

35

40

45

50

55

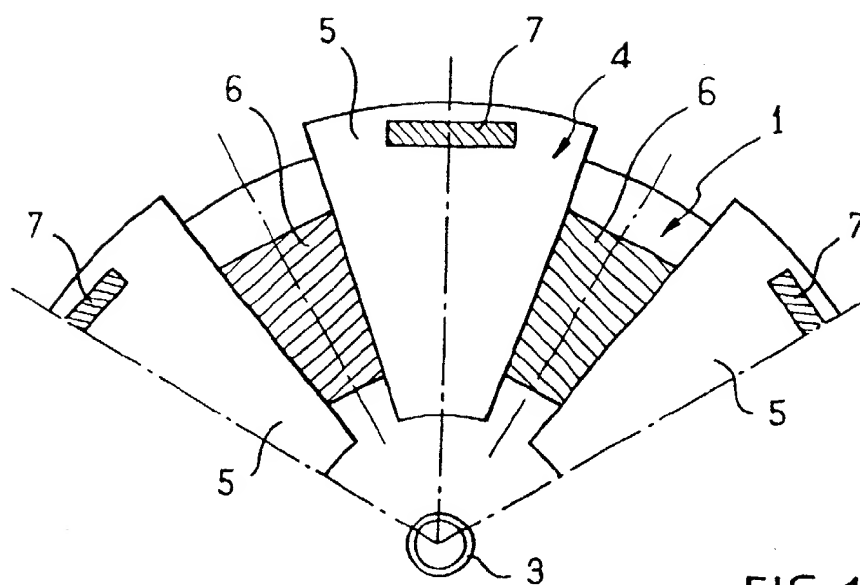


FIG. 1

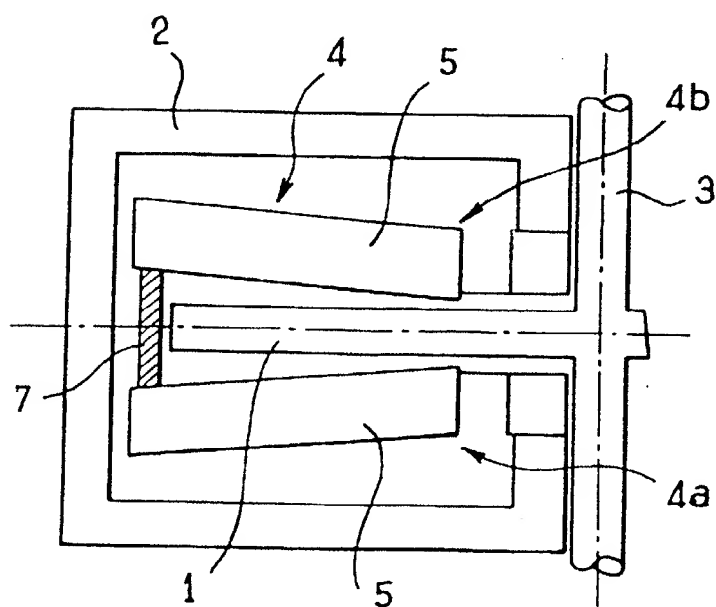


FIG. 2

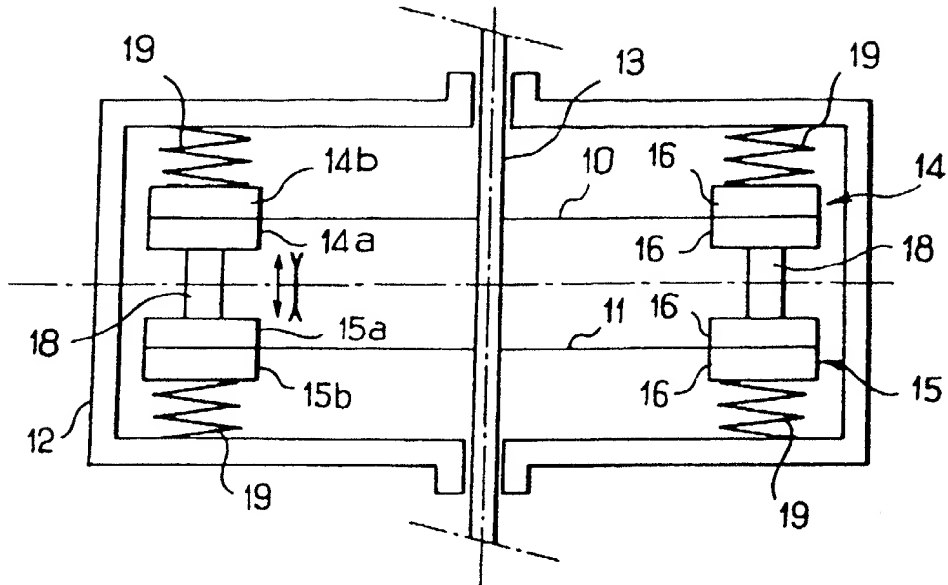


FIG. 3

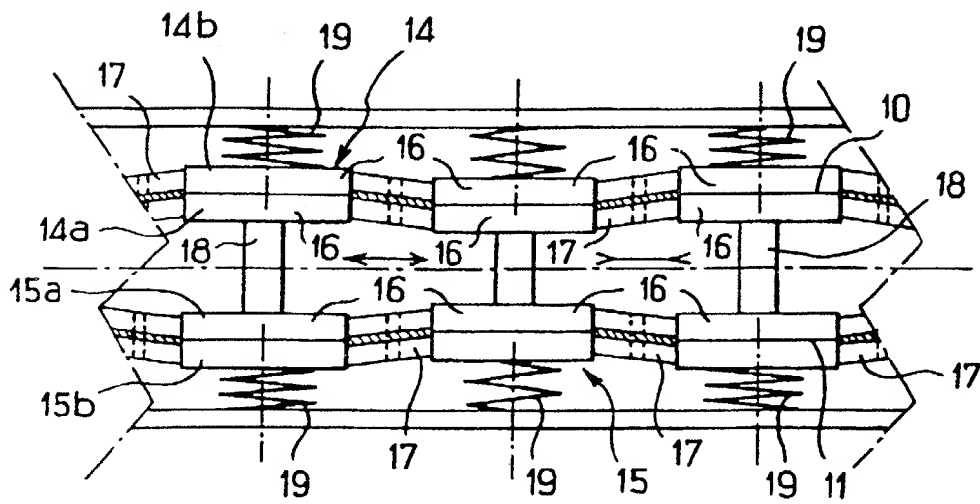


FIG. 4

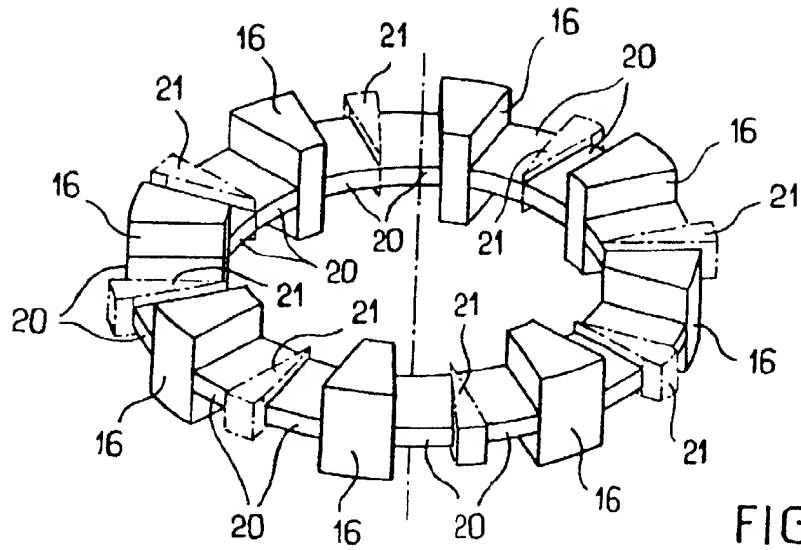


FIG. 5

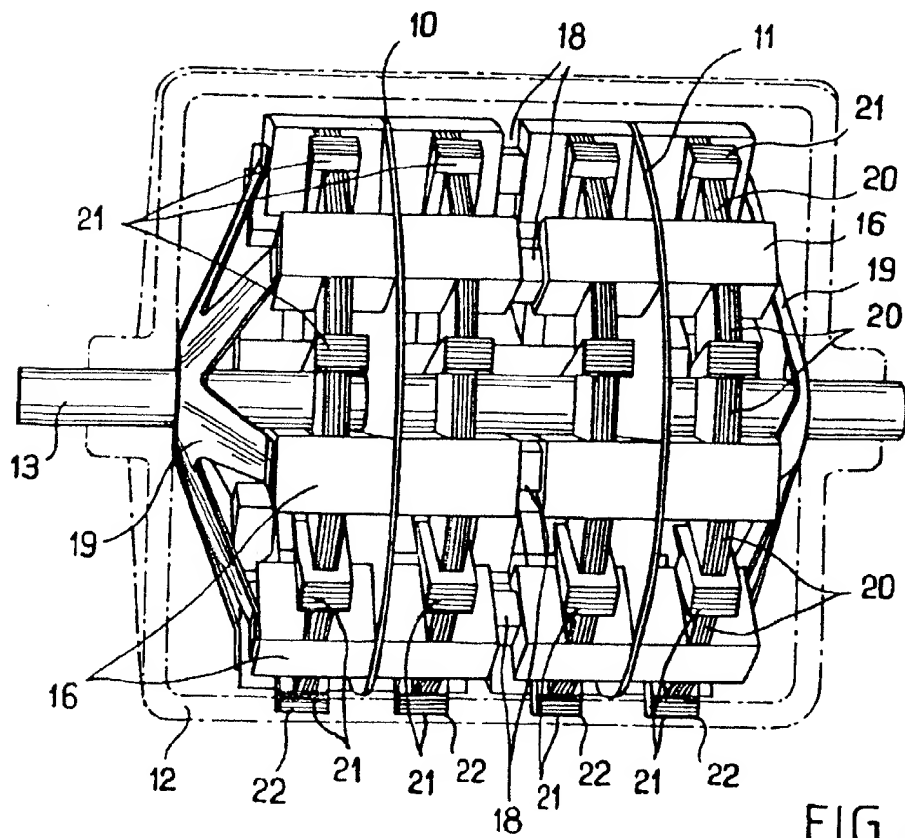


FIG. 6

EP 0 907 213 A1



Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numéro de la demande
EP 98 40 2182

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int.Cl.6)
A	FR 2 721 675 A (PRAT SERGE) 29 décembre 1995 * abrégé *	1	H01L41/09
A	US 4 714 855 A (FUJIMOTO TOSHITAKA) 22 décembre 1987 * abrégé *	1	
A	US 5 034 647 A (OHTSUKA MASARU) 23 juillet 1991 * abrégé *	1	
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int.Cl.6)
			H01L
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement 2 décembre 1998	Examineur Pelsers, L
<p>CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES</p> <p>X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire</p> <p>T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant</p>			

EPO FORM 1503 09 82 (P4/C02)

EP 0 907 213 A1

ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET EUROPEEN NO.

EP 98 40 2182

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche européenne visé ci-dessus.
Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

02-12-1998

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
FR 2721675 A	29-12-1995	AUCUN	
US 4714855 A	22-12-1987	JP 1824214 C	10-02-1994
		JP 5028071 B	23-04-1993
		JP 61258679 A	17-11-1986
US 5034647 A	23-07-1991	JP 2095180 A	05-04-1990
		DE 3932449 A	26-04-1990

EPO FORM P0460

Pour tout renseignement concernant cette annexe : voir Journal Officiel de l'Office européen des brevets, No.12/82